МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 681.523

В.П. ЖАРОВ, А.Т. РЫБАК, Р.А. ФРИДРИХ

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СО ЗНАКОПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКОЙ

Дана информация о стабилизирующем устройстве (СУ) следящего типа, предназначенного для обеспечения плавного управляемого движения выходных звеньев гидравлических машин при их использовании в гидромеханических системах (ГМС) с переменным нагружением. Приводятся математическая модель ГМС, оснащённой СУ, и некоторые результаты её экспериментальных исследований.
Ключевые слова: *гидромеханическая система, знакопеременная нагрузка, стабилизация, автоматическое управление, моделирование, эксперимент.*

Постановка задачи исследований. Гидромеханические системы (ГМС) современных мобильных машин и технологического оборудования нередко работают в режиме, при котором во время однонаправленного перемещения выходное звено исполнительного гидродвигателя воспринимает сначала встречную (положительную), а затем попутную (отрицательную) нагрузки. Описанный режим работы является весьма нежелательным, так как он вызывает неуправляемое перемещение приводимого в движение объекта (его падение вследствие разрыва потока жидкости).

Избежать работы ГМС в неуправляемом режиме позволяет использование специальных стабилизирующих устройств (СУ) [1]. Однако применяемые в настоящее время СУ [2, 3] имеют весьма существенный недостаток. Они предназначены для торможения гидродвигателей, на которые действует активная внешняя нагрузка постоянного направления (например, вес опрокидываемого кузова грузового автомобиля), а потому не могут быть использованы для торможения гидродвигателей со знакопеременной нагрузкой.

В настоящей работе предлагается информация о СУ, разработанном в ДГТУ, и приводятся некоторые результаты его теоретических и экспериментальных исследований.

Принцип работы СУ. На рис. 1 изображена принципиальная гидравлическая схема ГМС со знакопеременной нагрузкой, оснащенной стабилизирующим устройством, работа которого осуществляется следующим образом.

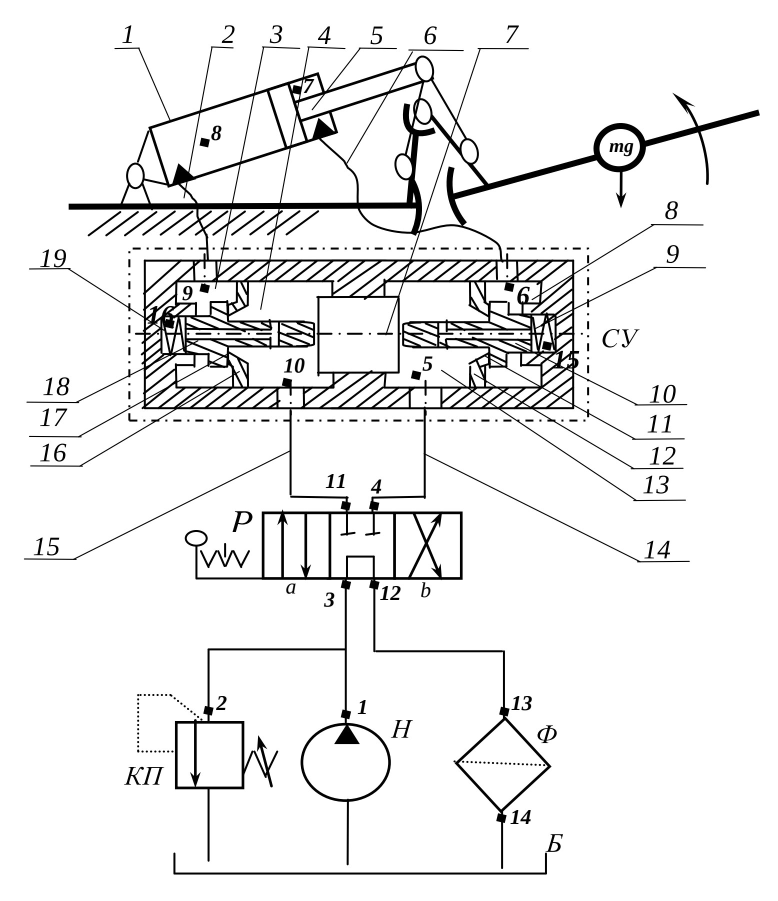


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема ГМС
со знакопеременной нагрузкой

При установке распределителя Р в позицию ***b*** поток рабочей жидкости от насоса Н поступает в канал 14, по которому он попадает в камеру 13. Открывая обратный клапан 11, образованный затвором 10 и седлом 12 и сжимая при этом пружину 9, рабочая жидкость поступает в полость 8, канал 6 и далее в штоковую полость гидроцилиндра 1. Из поршневой полости вытеснение осуществляться не может, поскольку клапаном 17 перекрыт проход между полостями 3 и 4 СУ. Это вызовет рост давления на выходе насоса Н, а следовательно, и в полости 13 СУ. Когда сила давления в полости 13 на толкатель 7 превысит суммарную силу воздействия на него давления в полости 4 и усилия сжатия пружины 19 клапана 17, он приоткроется, образуя дросселирующую щель между затвором 18 и седлом 16. В этом случае жидкость по линии 2 поступает в полость 3 и далее, через зазор между затвором 18 и седлом 16 клапана 17 попадает в полость 4 СУ и по каналу 15 через распределитель Р и фильтр Ф сливается в бак Б.

При установке распределителя Р в позицию ***a*** работа гидропривода будет осуществляться аналогично. Таким образом, система поддерживает стабильную скорость в обоих направлениях перемещения исполнительного органа не зависимо от направления действующей нагрузки.

Математическая модель ГМС на базе предлагаемого СУ. Работа ГМС, оснащенной стабилизирующим устройством, описывается рядом дифференциальных уравнений.

Действительная подача насоса определяется по уравнениям:

$$Q_н = \frac{q_н}{2\pi}\frac{d\gamma}{dt}\eta_o; \qquad \eta_o = 1-(1-\eta_{о.ном})\cdot\frac{p_н}{p_{н.ном}},$$

где $q_н$ – рабочий объем насоса; γ – угол поворота ведущего вала насоса за время t; η_0 - текущее значение объемного к.п.д. насоса; $\eta_{о.ном}$ - номинальное значение объёмного к.п.д. насоса принимается равным объёмному к.п.д. насоса при номинальном давлении $p_{н.ном}$; $p_н$ – текущее значение давления на выходе насоса.

Расход через предохранительный клапан КП определяется из условия, если

$$p_2 \le p_{max.кп}, \quad \text{то} \quad Q_{кп} = 0,$$

если

$$p_2 > p_{max.кп}, \quad \text{то} \quad Q_{кп} = Q_{кп}\frac{p_2 - p_{max.кп}}{\Delta p_{кп.ном}},$$

где p_2 – давление на входе предохранительного клапана; $p_{max.кп}$ – давление настройки предохранительного клапана КП; $Q_{кп.ном}$ -номинальный расход через предохранительный клапан КП; $\Delta p_{кп.ном}$ - перепад давления на предохранительном клапане КП при номинальном расходе.

Уравнение движения штока гидроцилиндра имеет вид

$$\frac{d\upsilon}{dt} = \frac{1}{m}\cdot\left[(f_п - f_{шт})\cdot p_7 + R_в - f_п\cdot p_8 - R_н - F_{тр.ц} - F\right],$$

где υ – скорость движения поршня гидроцилиндра; m - масса всех подвижных частей, равномерно приведённая к поршню гидроцилиндра; $f_п$ и $f_{шт}$ - площади поршня и штока гидроцилиндра соответственно; $R_в$ и $R_н$ - реакции упоров, действующие на поршень со стороны крышек гидроцилиндра в верхнем и нижнем положениях соответственно; p_8- давление в поршневой полости гидравлического цилиндра; p_7 -давление в штоковой полости гидравлического цилиндра; F - нагрузка на исполнительном механизме, приведенная к штоку гидроцилиндра; $F_{тр.ц}$ – суммарная сила трения поршня о гильзу и штока в уплотнениях цилиндра.

Давление в точке 1 расчетной схемы (см.рис.1) можно определить из зависимостей:

$$\frac{dp_1}{dt} = C_1(Q_н - Q_{3-4}); \qquad Q_{3-4} = Q_{р.ном}\frac{p_3 - p_4}{\Delta p_{р.ном}},$$

где C_1- приведённая объемная жесткость рассматриваемого участка трубы; $Q_н$ – производительность насоса; Q_{3-4} – расход жидкости через линию 3-4 распределителя Р; $Q_{р.ном}$ и $\Delta p_{р.ном}$ - соответственно номинальный расход распределителя и номинальный перепад давления на нем.

Приведенная объемная жесткость участка трубопровода определяется с учётом сжимаемости рабочей жидкости и деформации трубопроводов по формуле

$$C=\frac{4}{\pi d_{тр}^{2}l_{тр}}\cdot\frac{E_{ж}}{1+\frac{d}{\delta_{ст}}\cdot\frac{E_{ж}}{E_{ст}}},$$

где $\delta_{ст}$ -толщина стенки трубы на рассматриваемом участке; $E_{ж}$ и $E_{ст}$ -модули упругости жидкости и материала стенки трубы соответственно.

Давления в точках 2, 3 и 4 определяются по уравнениям:

$$p_2 = p_1 - \Delta p_{1-2}\ ,; \qquad p_3 = p_1 - \Delta p_{1-3}\ ;$$

$$\frac{dp_4}{dt}=C_4(Q_{3-4}+Q_{10}-Q_{кл11}-Q_{о11}-Q_7);$$

с учётом

$$Q_7 = f_7\ \upsilon_{18}\ ,\quad Q_{о11} = f_о\,\upsilon_{10}\ ,\quad Q_{кл11}=\mu_{кл11}f_{кл11}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_5-p_6)}\ ,\quad Q_{10} = f_{пл}\,\upsilon_{10}\ ,$$

где Δp_{1-2} и Δp_{1-3} – потери давления при движении жидкости на соответствующих участках трубопровода; C_4- приведённая объемная жесткость участка трубы от точки 4 до полости 5 СУ; $Q_{кл11}$ – расход жидкости через клапан 11, разделяющий точки 5 и 6 СУ; Q_{10}– расход жидкости через дренажную линию затвора 10 клапана 11; Q_7 и $Q_{о11}$ - расходы, вызванные перемещением толкателя 7 и затвора 11 соответственно; f_7 - площадь сечения толкателя 7; $f_о$ – площади отверстий клапанов СУ; $\mu_{кл11}$ и $f_{кл11}$ – коэффициент расхода клапана 11 СУ и его площадь проходного сечения соответственно; $f_{пл}$ - площадь плунжеров затворов клапанов СУ; υ_{10} и υ_{18} - скорости движения затворов 10 и 18 соответственно.

Коэффициент расхода плоского клапана при его работе в режиме дросселирования и его площадь проходного сечения можно определить по формулам [4, 5]:

$$\mu_{кл11}=\frac{x_{10}}{d_{кл}}\ ; \qquad f_{кл12}=\pi\ d_{кл}\ x_{10}\ ,$$

где $d_{кл}$ - диаметр отверстий клапанов ; x_{10} - перемещение затвора 10 клапана 11.

Уравнение движения затвора 10 клапана 11 СУ имеет вид

$$\frac{d\upsilon_{10}}{dt}=\frac{1}{m_{10}}\cdot\left[F_{о5}-f_{пл}p_{15}-(f_{кл.н}-f_{пл})\cdot p_6-F_{тр.10}-F_{пр9}\right].$$

Здесь

$F_{пр9} = c_{пр}\,(\Delta h_9 + x_{10})$; $p_{15}= p_5 + \Delta p_{др10}\,Sign(\upsilon_{10})$;, $F_{о5} = f_о\ p_5$ для $x_{10} = 0$;

$F_{о5} = f_о\ p_5 + 0{,}5(f_{кл.н} - f_о)(p_5 + p_6)$ для $x_{10} > 0$; $p_5 = p_4 - \Delta p_{4-5}$,

где $c_{пр}$ – жесткость пружин клапанов СУ; Δh_9 – величина предварительной деформации пружины 9 клапана 11; $f_{пл}$ – площади плунжеров затворов клапанов СУ; $f_{кл.н}$ – площадь пятна контакта затворов клапанов СУ с седлами по наружному диаметру; Δp_{4-5} - потеря давления на участке трубы между точками 4 и 5 расчетной схемы; $\Delta p_{др10}$ - потери давления в дренажном канале затвора 10 клапана 11; m_{10} – масса затвора 10; $F_{тр.10}$ –сила трения затвора 10 клапана 11.

Давления в точках 6 и 7 расчетной схемы можно определить по уравнениям:

$$\frac{dp_6}{dt} = C_6(Q_{кл11} - Q_{шт}); \quad Q_{шт} = \upsilon_п(f_п - f_{шт}); \quad p_7 = p_6 - \Delta p_{6-7},$$

где C_6 – приведённая объемная жесткость рассматриваемого участка трубы; $Q_{шт}$ – расход жидкости в штоковой полости гидроцилиндра; p_7 - давление в точке 7 рассматриваемой схемы; Δp_{6-7} - потеря давления на участке трубы между точками 6 и 7 расчетной схемы.

Давление в точке 8 расчетной схемы определим по уравнениям:

$$\frac{dp_8}{dt} = C_8(Q_п - Q_{кл17}); \quad Q_п = \upsilon_п f_п,$$

где C_8 – приведённая объемная жесткость рассматриваемого участка трубы; $Q_{кл17}$– расход жидкости через клапан 17 определяется аналогично расходу через клапан 11 СУ; $Q_п$ – расход жидкости в поршневой полости гидроцилиндра.

Уравнение движения затвора 18 клапана 17 имеет вид

$$\frac{d\upsilon_{18}}{dt} = \frac{1}{m_{пр18}} \cdot \left[F_{о10} + F_{толк} - f_{пл}p_{16} - (f_{кл.н} - f_{пл}) \cdot p_9 - F_{тр.18} - F_{пр19}\right].$$

Здесь $F_{толк} = f_7(p_5 + p_{10})$; $F_{пр19} = c_{пр}(\Delta h_{19} + x_{18})$; $p_{16} = p_{10} + \Delta p_{др18} Sign(\upsilon_{18})$; $F_{о10} = f_о\ p_{10}$ для $x_{18} = 0$; $F_{о10} = f_о\ p_{10} + 0{,}5(f_н - f_о)(p_{10} + p_9)$ для $x_{18} > 0$,

где Δh_{19} – величина предварительной деформации пружины 19 клапана 17; $\Delta p_{др.18}$ - потеря давления в дренажном канале затвора 18 клапана 17; $m_{пр.18}$ – приведённая масса затвора 18 с учётом всех подвижных масс; x_{18} – перемещение затвора 18 клапана 17 СУ; $F_{тр.18}$ –сила трения затвора 18.

Давление в точках 10, 11 и 12 можно определить по уравнениям:

$$\frac{dp_{10}}{dt} = C_{10}(Q_{кл17} + Q_7 + Q_{18} - Q_{о17} - Q_{11-12});$$

$$Q_{о17} = f_о\ \upsilon_{18}, \ (30) \quad Q_{18} = f_{пл}\ \upsilon_{18};$$

$$p_{11} = p_{10} - \Delta p_{10-11}; \quad \frac{dp_{12}}{dt} = C_{12}(Q_{11-12} - Q_ф),$$

где C_{10} – приведённая объемная жесткость рассматриваемого участка трубы; Q_{18}– расход жидкости через дренажную линию затвора 18 клапана 17; Q_{11-12} – расход жидкости через линию 11-12 распределителя Р; Δp_{10-11} - потеря давления на участке трубы между точками 10 и 11; C_{12}- приведённая жесткость рассматриваемого участка трубы; $Q_ф$ – расход жидкости через фильтр.

Решение предложенной математической модели гидравлического привода ГМС со знакопеременной нагрузкой позволяет произвести анализ работы этой системы в переходных режимах, а также выявить влияние на работу рассматриваемой гидромеханической системы различных конструктивных и функциональных параметров, свойств рабочей жидкости и произвести её оптимизацию.

Экспериментальные исследования работы ГМС, оснащённой СУ. С целью проверки достоверности предложенной математической модели рассматриваемой ГМС произведены её экспериментальные исследования, для

чего разработан и изготовлен специальный стенд (рис. 2), который включает в себя две гидросистемы: исследуемую и нагружения. Данные гидросистемы взаимодействуют между собой посредством рычажного механизма 11. Исследуемая гидросистема включает в себя насосную станцию переменной производительности 1, распределитель 2, который позволяет обеспечить реверсивную работу исполнительного гидроцилиндра 3, на входе-выходе которого установлено стабилизирующее устройство 5.

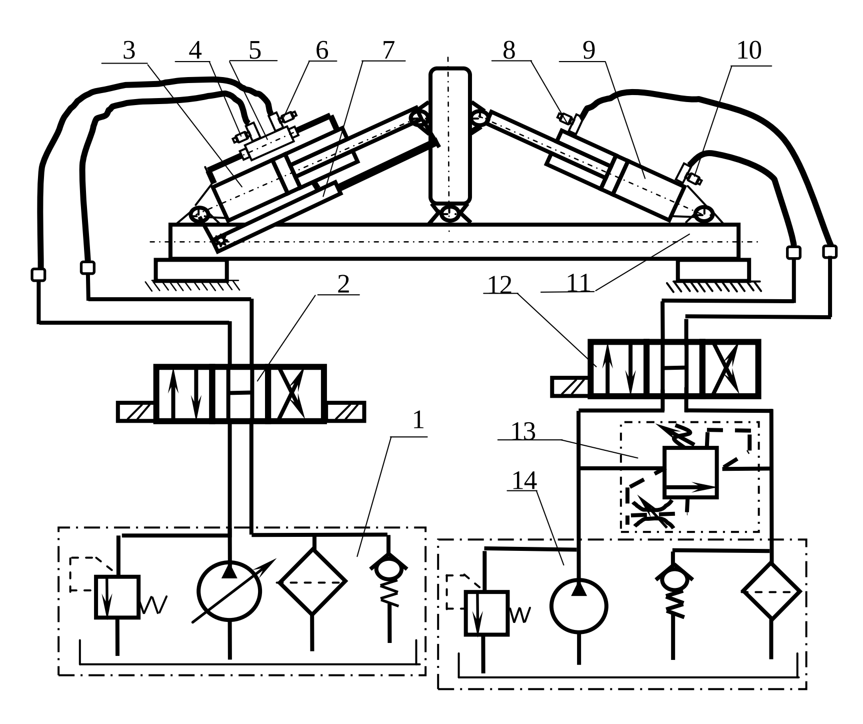


Рис. 2. Экспериментальная установка

Система нагружения содержит насосную станцию 14, напорный гидроклапан 13, поддерживающий в системе постоянное регулируемое давление, распределитель 12, который позволяет изменять направление действия усилия, развиваемого гидроцилиндром нагружения 9.

К штоку гидроцилиндра 3 прикреплен датчик перемещения 7, с помощью которого фиксируется на регистрирующий прибор перемещение поршня ГЦ относительно гильзы за время t_i , таким образом контролируется скорость его движения во время опыта.

Для контроля исследуемых параметров использовался комплект измерительной аппаратуры, включающий в себя: ПЭВМ, оснащенную аналого-цифровым преобразователем (АЦП) в виде системной платы L-305 и соответствующим программным обеспечением; комплект датчиков давления потенциометрического типа ДТ-100 и ДТ-150; датчик перемещения.

В ходе проведения сравнительных испытаний рассматривались вопросы функционирования гидропривода со знакопеременным нагружением, в котором в качестве замедляющего устройства использовался типовой гидрозамок и стабилизирующее устройство.

Исследования проводились при различных режимах нагружения гидроцилиндра. В первом режиме нагружения положительная нагрузка на

исполнительный гидроцилиндр в середине хода сменялась попутной. Во втором режиме нагружения в начале хода гидроцилиндра нагрузка на его поршне отсутствовала, а затем вводилась попутная. В третьем режиме нагружения цилиндр начинает движение при попутной нагрузке, которая в середине хода меняется на встречную.

На рис.3 и 4 приведены результаты испытаний при воздействии на поворотный механизм первого режима нагружения – активная нагрузка в середине хода изменялась на попутную. В ходе испытаний контролировались перемещение поршня гидроцилиндра - кривая 1 и давление в полости управления стабилизирующего устройства (на выходе насоса)- кривая 2.

Испытания показали, что серийный гидрозамок не может быть использован в качестве системы замедления, так как при смене знака нагрузки он полностью закрывается, что приводит к полной остановке поршня гидроцилиндра. В результате при использовании типового гидрозамка в качестве замедляющего устройства поршень гидроцилиндра перемещается рывками - чередуются движение с повышенной скоростью и полная остановка (см. рис. 3), происходит значительная пульсация давления. Такая же картина наблюдается при других вариантах нагружения гидросистемы, оснащенной в качестве замедляющего устройства типовым гидрозамком, при воздействии попутной нагрузки.

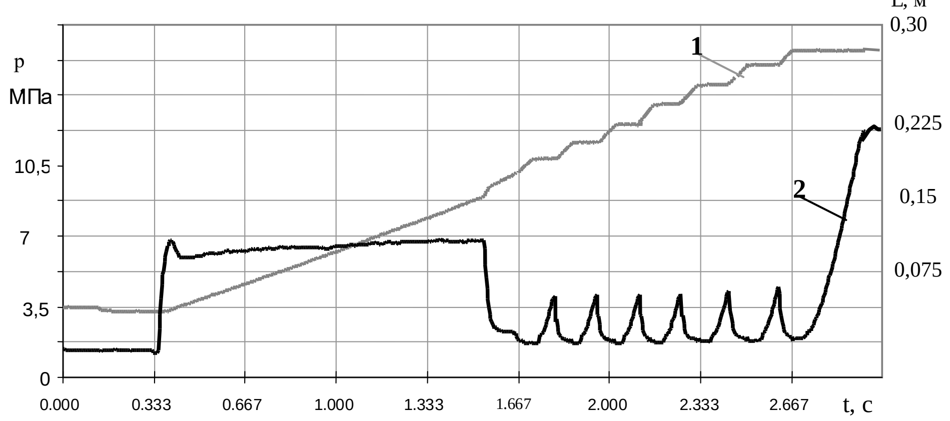


Рис. 3. Осциллограмма испытаний гидропривода, оснащённого гидрозамком

При использовании в качестве замедлителя стабилизирующего устройства (рис.4) в момент изменения знака внешней нагрузки поршень, как и в первом случае, перестает встречать сопротивление. Поскольку обратный клапан в этот момент времени открыт полностью, то соответственно увеличивается скорость перемещения поршня, а давление в полости управления снижается. Снижение давления в полости управления приводит к частичному закрытию клапана и переводу его в режим регулирования. Колебаний давления, характерных для гидропривода поворотного механизма, оснащенного типовым гидрозамком, не наблюдается.

При воздействии на поворотный механизм второго и третьего режимов нагружения наблюдались сходные процессы – пульсация хода и давления для типовой схемы при попутном нагружении, и их отсутствие в гидроприводе, оснащённом стабилизирующим устройством.

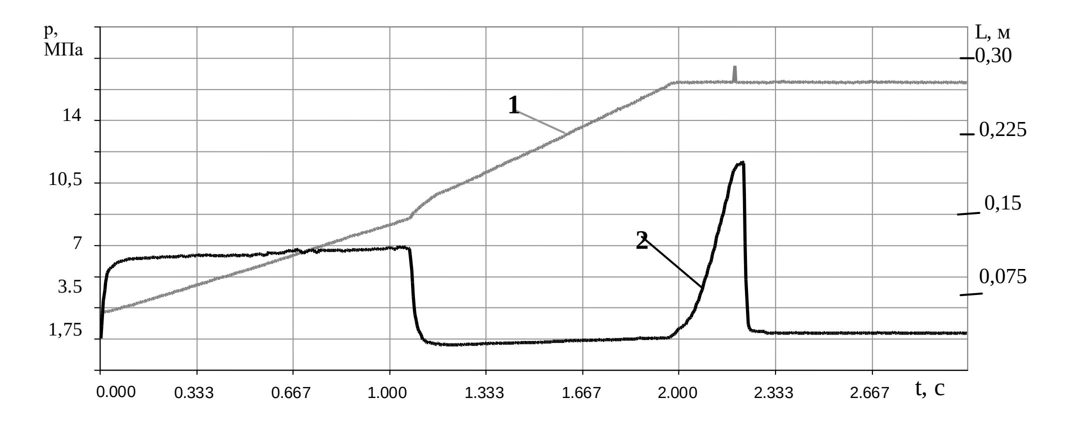


Рис. 4. Осциллограмма испытаний гидропривода, оснащенного стабилизирующим устройством

Выводы. Анализ результатов экспериментальных исследований гидропривода со знакопеременной нагрузкой позволяет сделать следующие выводы:

1. В ходе исследований подтверждена адекватность предложенной математической модели исследуемой гидромеханической системы.

2. Проверена работоспособность СУ гидропривода со знакопеременным нагружением, и экспериментально выявлены факторы, влияющие на качество его работы.

3. Экспериментально подтверждена возможность изменения скорости движения выходного звена гидродвигателя с попутным нагружением путём изменения подачи источника питания без использования дополнительных тормозящих устройств.

Библиографический список

1. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. Библиотека конструктора. – 4-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

2. А.с. № 1559222 RU. Тормозной клапан гидропривода / О.А. Смирнов, В.И. Иванов, А.Д. Шахов, В.Ю. Фомичев, А.Н. Куроедов. Опубл. Б.И., 1990, №15.

3. Пат. РФ № 2056565 С1. Тормозной гидравлический клапан / Е.И. Макаров, Е.П. Корзников, А.А. Аваков, А.М. Жданов, А.А. Романдин, Опубл. в Б.И., 1996, №8.

4. Рыбак А.Т. Плоский клапан как элемент аппаратов автоматического регулирования и его коэффициент расхода // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки.- 2005.- № 3.

5. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода - Киев: Техника, 1977.-154с.

Материал поступил в редакцию 10.03.06.

V.P.JAROV, A.T. RYBAK, R.A.FRIDRIH

MODELING AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE HYDRAULIC DRIVE WITH CHANGING LOAD

Information is given In article about stabilizing device, intended for ensuring the fluent operated motion output section hydraulic machines under their use in system with variable load. Happens to the mathematical model of the hydraulic drive, using stabilizing device and some results her(its) experimental studies.

ЖАРОВ Виктор Павлович (р. 1937), заведующий кафедрой «Теоретическая механика», доктор технических наук (1980), профессор (1981), заслуженный работник высшей школы (1996). Окончил РИСХМ (1963) по специальности «Конструирование и производство сельскохозяйственных машин».
Научные интересы связаны с исследованием гидравлических систем автоматического регулирования и управления мобильных машин и технологического оборудования.
Имеет более 200 научных трудов, в том числе монографии, учебники с грифом Минобразования РФ, отраслевой и государственный стандарты, 9 авторских свидетельств СССР и патентов РФ.

РЫБАК Александр Тимофеевич (р. 1953), доцент (1997) кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы» Донского государственного технического университета, кандидат технических наук (1990). Окончил РИСХМ (1979) по специальности «Приборы точной механики».
Научные интересы связаны с исследованием гидравлических систем автоматического регулирования и управления мобильных машин и технологического оборудования.
Имеет более 70 публикаций, в том числе авторские свидетельства СССР и патенты РФ.

ФРИДРИХ Рудольф Александрович (р. 1967), доцент (2003) кафедры «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые процессы» Донского государственного технического университета, кандидат технических наук (2001). Окончил ДГТУ (1993) по специальности «Сельскохозяйственные машины».
Научные интересы связаны с исследованием следящих гидравлических систем.
Имеет более 30 публикаций, в том числе патент РФ.